



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKCE JEDNOÚČELOVÉHO  
MANIPULÁTORU

DESIGN OF A DEDICATED MANIPULATOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Chmela

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2018

## **Zadání bakalářské práce**

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Martin Chmela**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení  
Vedoucí práce: **Ing. Jan Pavlík, Ph.D.**  
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Konstrukce jednoúčelového manipulátoru**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Navrhnete a konstrukčně zpracujete řešení jednoúčelového manipulátoru pro manipulaci se samonosnými formami ve slévárenském provozu. Manipulátor bude poháněn elektro–pneumaticky. Max. rozměry formy 800x600 mm a hmotnosti 250 kg.

#### **Cíle bakalářské práce:**

Důkladná analýza problematiky.  
Návrh variant řešení a jejich technicko–ekonomické zhodnocení.  
Konstrukční návrh zvolené varianty – 3D model.  
Výpočtová zpráva.  
Výkresová dokumentace vybraných uzlů.

#### **Seznam doporučené literatury:**

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. Brno: Nakladatelství VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

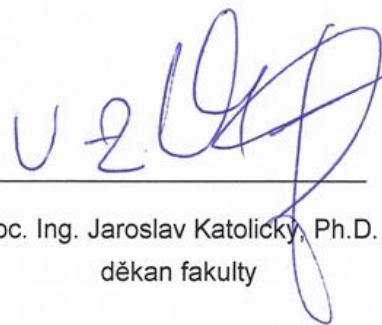
MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 26. 10. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

CHMELA Martin: Návrh konstrukce jednoúčelového manipulátoru.

V této bakalářské práci je provedena důkladná analýza problematiky manipulace se samonosnými formami ve slévárenství. Návrh variant řešení a jejich technicko-ekonomické zhodnocení. Konstrukční návrh zadané varianty - 3D model. Výpočtová zpráva a výkresová dokumentace vybraných uzlů.

Klíčová slova: Manipulátor, slévárenství, odlévání, samonosná forma

## **ABSTRACT**

CHMELA Martin: Design of a dedicated manipulator

In this bachelor thesis there is a thorough analysis of the problem of manipulation with self-supporting forms in foundry industry. Proposal of variant solutions and their technical and economic evaluation. Construction design of the specified variant - 3D model. Computational report and drawing documentation of selected sections.

Keywords: Manipulator, foundry, casting, self-supporting form

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

CHMELA, M. *Konstrukce jednoúčelového manipulátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 38 s.  
Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

## **Anotace**

Projekt vypracovaný v rámci bakalářského studia oboru Stavba strojů a zařízení předkládá konstrukční návrh jednoúčelového manipulátoru pro manipulaci se samonosnými formami, byly zadány požadavky na maximální rozměry a hmotnost formy a druhy pohonu manipulátoru. Rám je řešen formou pákového mechanismu zavěšeného na jeřábu. Manipulátor je vybaven naklápěcími čelistmi, pro možnost sevření forem různých velikostí.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Návrh konstrukce jednoúčelového manipulátoru pro manipulaci se samonosnými formami ve slévárenském provozu vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 21. 5. 2018

.....

Martin Chmela

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych zde poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za jeho rady a čas, který mi věnoval při řešení dané problematiky. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině za podporu ve studiu. V neposlední řadě také děkuji všem respondentům, kteří mi poskytli potřebné informace.



# Obsah

Titulní list

Zadání

Abstrakt

Bibliografická citace

Anotace

Čestné prohlášení

Poděkování

Obsah

<b>1. Úvod</b>	10
<b>2. Rozbor problematiky manipulace s formami</b>	11
2.1. Slévárenská lící forma	11
2.2. Manipulace s formami	12
2.3. Teoretické předpoklady pro manipulaci	12
2.3.1. Vazba mezi formou a čelistí	12
2.4. Alternativy řešení	13
2.4.1. Rám s kyvnými rameny	13
2.4.2. Rám s posuvnými rameny	13
2.4.3. Druhy pohonů uchopovacího mechanismu	13
2.4.4. Druhy pohonů otočného mechanismu čelistí	14
<b>3. Přehled výrobců manipulátorů a příklady jejich výrobků</b>	16
3.1. Firma Tinker Omega Manufacturing LLC.	16
3.1.1. Electrický - rám s kyvnými rameny	16
3.1.2. Hydraulický - rám s kyvnými rameny	17
3.1.3. Hydraulický - rám s posuvnými rameny	17
3.2. Firma Quiptec Inc.	18
3.2.1. Standartní řada – rotace formy bez pohonu	18
3.2.2. Standartní řada – rotace formy s pohonem	19
3.2.3. Bateriově napájené	19
3.2.4. Manipulátory do prostředí s nebezpečím výbuchu	20
3.3. Firma Palmer manufacturing & supply, Inc.	21
3.3.1. Hydraulický - rám s kyvnými rameny	21
3.3.2. Hydraulický - rám s posuvnými rameny	21
<b>4. Zvolené konstrukční řešení</b>	22
<b>5. Konstrukční návrh manipulátoru a kontrolní výpočet</b>	25
5.1. Síla potřebná pro sevření formy	25
5.2. Volba pohonu pákového mechanismu	27
5.3. Volba pohonu rotace čelisti	28
5.4. Kontrola trvanlivosti ložisek	29
5.5. Pevnostní kontrola navržených součástí	32
<b>6. Technicko-ekonomické zhodnocení</b>	34
<b>7. Závěr</b>	35
<b>Seznam použitých označení a symbolů</b>	36
<b>Seznam použité literatury a jiných zdrojů</b>	37
<b>Seznam obrázků</b>	38
<b>Seznam tabulek</b>	38
<b>Seznam příloh</b>	38

# 1. Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou manipulace se samonosnými slévárenskými formami. Výsledkem práce je úvod do procesu slévárenství a slévárenských forem a důkladná analýza problematiky manipulace s formami včetně základních technických problémů při manipulaci, ukázka hlavních světových výrobců a jejich sortimentu a vlastní konstrukční návrh jednoúčelového manipulátoru pro manipulaci se samonosnými formami ve slévárenském provozu, dle zadaných technických parametrů. Na základě konstrukčního návrhu a kontrolních výpočtů byl vytvořen 3d model v programu Autodesk Inventor 2018, a následně výkresová dokumentace vybraných uzlů.

## 2. ROZBOR PROBLEMATIKY MANIPULACE S FORMAMI

### 2.1. Slévárenská lící forma

Lící forma je součást ze žáruvzdorného materiálu, sloužící k odlévání roztaveného kovu. Ve formě je vytvořena dutina, do které se vlévá roztavený kov, zahřátý na teplotu lití a po vychladnutí je výsledkem odlitek požadovaného tvaru. Pro složitější odlitky jsou formy předehřívány, aby se roztavený kov dostal do všech dutin.

Nejčastěji se kvůli ekonomické nenáročnosti používají formy na jedno použití.

Mohou být rámové, ty se skládají z pevného rámu, nejčastěji z litiny, který lze používat opakovaně.

Rám je vyplněn formovací směsí s vhodnými pojivy. Za pomoci modelů, jader a formářenských nástrojů je v písku vytvořena dutina tvaru požadovaného odlitku, zvětšená podle teplotní roztažnosti daného materiálu. Tento písek je po každém odlití a vychladnutí odlitku oddělen a recyklován k dalšímu použití.

Stále častěji se však používají formy samonosné, které nejsou opatřeny nosným rámem. Tyto formy mohou být strojově lisovány, nebo vytištěny na 3d tiskárně forem. Hlavní výhodou těchto forem je absence těžkého rámu a vyšší tvarová přesnost a z toho plynoucí nižší počet neshodných odlitků a následná vyšší efektivita výroby.

Dále se používají formy polotrvalé, ze speciálních keramických materiálů a formy trvalé, z kovových materiálů, ve kterých lze provádět až tisíce odlití.



Obr. 2. 1 – Samonosná forma (7)

## 2.2.Manipulace s formami

Manipulace s formami je v oblasti slévárenství jedna z nejčastěji se opakujících operací výrobního procesu. Každá forma se musí nejprve přemístit ze skladovacího, nebo výrobního prostoru forem na místo, kde se odlévá. Při samotné manipulaci však není pouze potřeba formu přemístit z bodu A do bodu B, ale případně také formu otočit o  $180^\circ$  kolem vodorovné osy. Po vychladnutí přesun na místo, kde se od formy oddělí vychladnutý odlitek, případně přesun trvanlivých forem zpět do skladovacích nebo odlévacích prostor. Proto je potřeba slévárenský provoz vybavit vhodnými stroji pro manipulaci, které umožní co nejvyšší efektivitu práce, minimalizují rizika poškození formy při manipulaci a v neposlední řadě také zvýší bezpečnost při práci a pracovní komfort zaměstnanců. Dále je vhodná co nejvyšší variabilita manipulátoru, ten by měl být schopný manipulovat s formami různých rozměrů a hmotností, v rámci určitého rozsahu. To je zajištěno co nejvyšším zdvihem pohonu mechanismu sevření čelistí a vhodným nastavením velikosti síly sevření.

## 2.3 Teoretické předpoklady pro manipulaci

### 2.3.1 Vazba mezi formou a čelistí

Výpočet vychází ze základního předpokladu, že na samonosnou slévárenskou formou působí vlivem gravitačního zemského pole tíhová síla a že mezi formou a čelistí je posuvná vazba ve které musí být rychlost posuvu nulová.

Za těchto předpokladů lze pomocí koeficientu statického tření pro dané podmínky vypočítat sílu potřebnou pro udržení formy, to znamená zajištění nulového posuvu ve vazbě mezi čelistí a formou. Použitím trnů opracovaných do hrotu, které jsou zasazeny do čelistí, je navíc vytvořen přídatný tvarový spoj, kterým je dosaženo zvýšení koeficientu bezpečnosti. (2)

Pro výpočet síly sevření byl zvolen Koeficient statického tření  $f_s = 0,57$ . (8)

## **2.4. Alternativy řešení**

### **2.4.1. Rám s kyvnými rameny**

Tento rám má tvar písmene A, skládá se ze dvou ramen, nahoře spojených hlavním čepem, přes který je celý manipulátor zavěšen, přibližně v polovině výšky jsou ramena spojena přímočarým motorem, který slouží k sevření ramen. Ve spodní části ramen jsou potom čelisti pro uchopení formy.

Hlavní výhodou tohoto rámu je vyváženost v každé poloze sevření kleští, při dodržení stejné hmotnosti levého a pravého ramene, pro případ manipulace s nevyváženými formami je rám vybaven madly, kterými obsluha zajistí vyrovnaní před osazením formy.

Jako nevýhoda může být považována nutnost kloubového mechanismu, který umožní současný přenos krouticího momentu mezi motorem a formou tak zároveň naklápění čelistí. Tento mechanismus je zde kvůli možnosti sevřit formy různých velikostí, jelikož při změně vzdálenosti čelistí se mění i úhel ramen vůči svislé ose.

### **2.4.2. Rám s posuvnými rameny**

Tento rám má tvar čtverce nebo obdélníku, který nemá spodní hranu. Skládá se ze dvou ramen, která se k sobě lineárně přibližují, nebo oddalují ve vodorovné ose. Pohon tohoto pohybu je přímočarý motor. Ve spodní části ramen jsou potom čelisti pro uchopení formy.

Hlavní výhodou tohoto rámu je absence kloubového mechanismu čelistí, jelikož úhel čelistí se vlivem změny jejich vzdálenosti nemění.

Nevýhodou je potřeba mechanismu, který zajistí posuv obou ramen o stejnou vzdálenost od těžiště současně, tím je zajištěno vyvážení manipulátoru.

### **2.4.3. Druhy pohonů uchopovacího mechanismu**

U manipulátorů tohoto typu jsou potřeba pohony pro dva druhy pohybu. Hlavním pohybem je translační pohyb pro sevření čelistí. Tímto pohonem jsou vybaveny všechny na trhu dostupné manipulátory.

#### **Hydraulické pohony – přímočarý hydromotor**

Přímočarý hydromotor mění energii akumulovanou ve formě stlačené kapaliny (hydraulický olej) na energii mechanickou přímočarou vratnou s určitou silou a rychlostí pohybu.

Jejich hlavní výhodou je dosažitelnost velké síly a možnost práce ve výbušném prostředí a nízká cena.

Nevýhody je nutnost rozvodu hydraulického oleje, jeho možný únik mimo hydraulický obvod a tím nebezpečí znečištění životního prostředí.

## **Pneumatické pohony – přímočarý pneumatický motor**

Přímocárý pneumatický motor mění energii akumulovanou ve formě stlačené kapaliny (stlačený, upravený vzduch) na energii mechanickou přímocárrou vratnou s určitou silou a rychlostí pohybu.

Jejich hlavní výhodou je jednoduchost konstrukce, absence odvádění odpadního vzduchu, vyšší rychlost pohybu a u prostor vybavených rozvodem tlakového vzduchu značné snížení výsledné ceny stroje. Pneumatické systémy mohou být použity ve výbušném prostředí.

Nevýhodou jsou větší netěsnosti pneumatických obvodů, z toho plynoucí větší objemové ztráty. Obtížněji řiditelná poloha, vyšší hlučnost a řízení rychlosti chodu. Stlačitelnost vzduchu způsobuje rázový pohyb. Je zde nutný rozvod tlakového vzduchu, většina výrobních hal je však vybavena centrálním rozvodem tlakového vzduchu.

## **Elektrické pohony – lineární aktuátor**

Lineární elektromotor mění elektrickou energii na translační pohyb, pomocí vhodného převodového mechanismu, například šroubu, který mění rotační pohyb elektromotoru na translační pohyb šroubovice.

Jejich výhodou jsou vyšší účinnost, vysoká polohovací přesnost, rychlost pohybu, vysoká trvanlivost a nízká údržba.

Nevýhodou jsou vyšší pořizovací náklady.

### **2.4.4. Druhy pohonů otočného mechanismu čelistí**

Vedlejším pohybem je u těchto manipulátorů rotační pohyb pro rotaci formy kolem vodorovné osy. U některých menších manipulátorů je pohon rotace řešen pouze prostřednictvím pákového mechanismu na manuální pohon.

## **Hydraulické pohony – rotační hydromotor**

Rotační hydromotor mění energii akumulovanou ve formě stlačené kapaliny (hydraulický olej) na energii mechanickou přímocárrou vratnou s určitou silou a rychlostí pohybu.

Jejich hlavní výhodou je a možnost práce ve výbušném prostředí.

Nevýhody jsou vysoké pořizovací náklady, možný únik hydraulického oleje mimo hydraulický obvod a tím nebezpečí znečištění životního prostředí.

## **Elektrické pohony – elektromotor**

Elektromotor mění elektrickou energii na energii mechanickou rotační s určitou silou a rychlostí pohybu.

Jejich hlavní výhodou je vysoká účinnost a kompaktní rozměry rozvodu elektrické energie.

Nevýhodou je vyšší pořizovací cena, náchylnost vůči vlhkosti, vibracím, a nestálosti pracovních teplot.

## **Pneumatické pohony – přímočarý pneumatický motor**

Přímočarý pneumatický motor mění energii akumulovanou ve formě stlačené kapaliny (stlačený, upravený vzduch) na energii mechanickou přímočarou vratnou s určitou silou a rychlostí pohybu.

Hlavní nevýhodou je nutnost klikového mechanismu a maximální rotace menší než  $180^\circ$ . Dalšími nevýhodami jsou omezení maximálního úhlu natočení, větší netěsnosti pneumatických obvodů, z toho plynoucí větší objemové ztráty. Nevýhody také jsou obtížněji říditelná poloha, vyšší hluchost, řízení rychlosti chodu a rázový pohyb, způsobený stlačitelností vzduchu. Je zde nutný rozvod tlakového vzduchu, většina výrobních hal je však vybavena centrálním rozvodem tlakového vzduchu.

## **Pneumatické pohony – kyvný pneumatický motor**

Kyvný pneumatický motor mění energii akumulovanou ve formě stlačené kapaliny (stlačený, upravený vzduch) na energii mechanickou rotační s určitým kroutícím momentem, rozsahem maximálního otočení a rychlostí pohybu. Mohou být jednočinné a dvočinné.

Jejich hlavní výhodou je jednoduchost konstrukce, absence odvádění odpadního vzduchu, vyšší rychlost pohybu a u prostor vybavených rozvodem tlakového vzduchu značné snížení výsledné ceny stroje. Pneumatické systémy mohou být použity ve výbušném prostředí.

Hlavní nevýhodou je omezení maximálního úhlu natočení, dále větší netěsnosti pneumatických obvodů, z toho plynoucí větší objemové ztráty. Nevýhody také jsou obtížněji říditelná poloha, vyšší hluchost, řízení rychlosti chodu a rázový pohyb, způsobený stlačitelností vzduchu. Je zde nutný rozvod tlakového vzduchu, většina výrobních hal je však vybavena centrálním rozvodem tlakového vzduchu.

### 3. Přehled výrobců manipulátorů a příklady jejich výrobků:

#### 3.1. Firma Tinker Omega Manufacturing LLC

Firma Tinker Omega Manufacturing LLC, sídlem v Columbusu, Spojených státech Amerických, vznikla v roce 2001 spojením několika firem, s více než 350 roky mezinárodních zkušeností s navrhováním a výrobou slévárenských zařízení. Jejich rozsáhlá řada zařízení pokrývá veškeré potřeby spojené s odléváním. (5)

Model	Max Load lb (kg)		Max Clamp inch (mm)		Min Clamp inch (mm)		Max Swing Radius inch (mm)		Height to Pivot inch (mm)		Box Pivot Available	Powered Rotation
Electric - A Frame												
E350	770	350	29.5	750	10.8	275	13.8	350	39.8	1010	No	No
E900-750	1985	900	38.0	975	15.0	375	29.5	750	66.1	1680	Yes	Optional
E1000	2200	1000	51.2	1300	15.8	400	31.5	800	66.9	1700		Optional
E1250	2755	1250	68.9	1750	21.6	550	32.5	825	78.7	2000		Optional
Hydraulic - A Frame												
H2000	4400	2000	59.0	1500	20.6	525	43.3	1100	88.0	1980	Yes	Yes
H3000	6600	3000	72.8	1850	26.7	680	47.2	1200	90.5	2300		
H4000	8800	4000	97.5	2478	37.8	960	59.0	1500	106.3	2700		
Hydraulic Beam												
B1500	3300	1500	57.0	1450	30.5	775	31.5	800	48.3	1225	Yes	Yes
B3000	6600	3000	68.9	1750	37.4	950	37.4	950	70.8	1800		
B5000	11000	5000	74.8	1900	43.3	1100	41.3	1050	77.7	1975	Yes #	
B7500	16500	7500	98.4	2500	49.0	1250	44.3	1125	93.5	2375		
B10000	22000	10000	126.0	3200	65.0	1650	49.2	1250	98.2	2495		
B15000	33000	15000	148.0	3750	78.7	2000	51.2	1300	100.4	2550		

Tab. 3. 1 – Specifikace manipulátorů Tinker Omega (5)

##### 3.1.1. Elektrický – Rám s kyvnými rameny

Manipulátor s rámem ve tvaru písmene A, spojené hlavním čepem. Pohon sevření i rotace čelistí pomocí elektromotorů. Vyvážení manipulátoru při manipulaci s nevyváženými formami, je realizováno ručně, pomocí vertikálních madel.



Obr. 3. 1 – Manipulátor E-900 (5)



### 3.1.2. Hydraulický – rám s kyvnými rameny

Manipulátor s rámem ve tvaru písmene A, spojené hlavním čepem. Pohon sevření i rotace čelistí pomocí hydromotorů. Vyvážení manipulátoru při manipulaci s nevyváženými formami, je realizováno ručně, pomocí vertikálních madel.



*Obr. 3. 2 – Manipulátor řady H (5)*

### 3.1.3. Hydraulický – rám s posuvnými rameny

Manipulátor s rámem ve tvaru nosníku, pohon sevření i rotace čelistí pomocí hydromotorů.



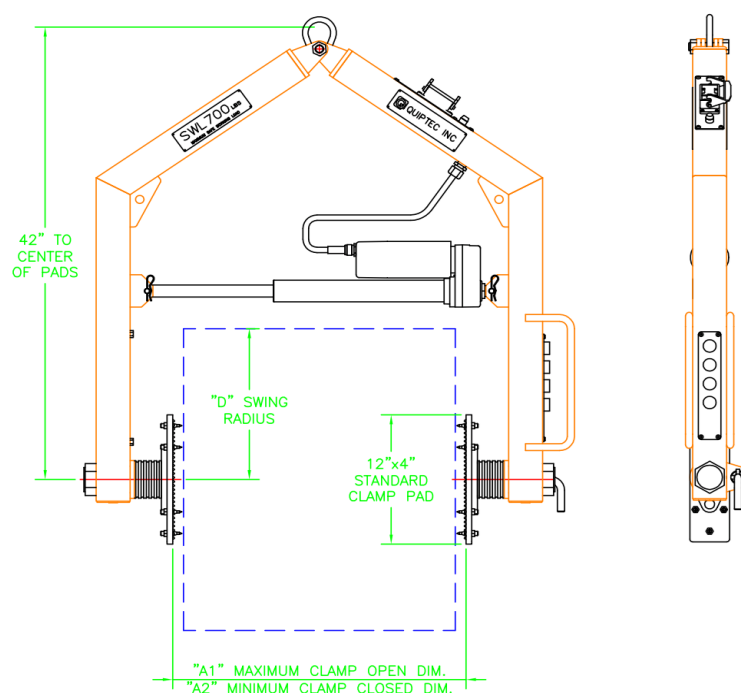
*Obr. 3. 3 – Manipulátor řady B (5)*

## 3.2. Firma Quiptec Inc.

Firma Quiptec Inc., se sídlem v Kanadském Ontariu, vznikla v roce 1980 a specializuje se na manipulační zařízení, hlavní skupinou jsou manipulátory se samonosnými formami. Kromě standardní produktové řady nabízí také dodání manipulátoru dle technických požadavků zákazníka. (6)

### 3.2.1. Standardní řada – manuální pohon rotace formy

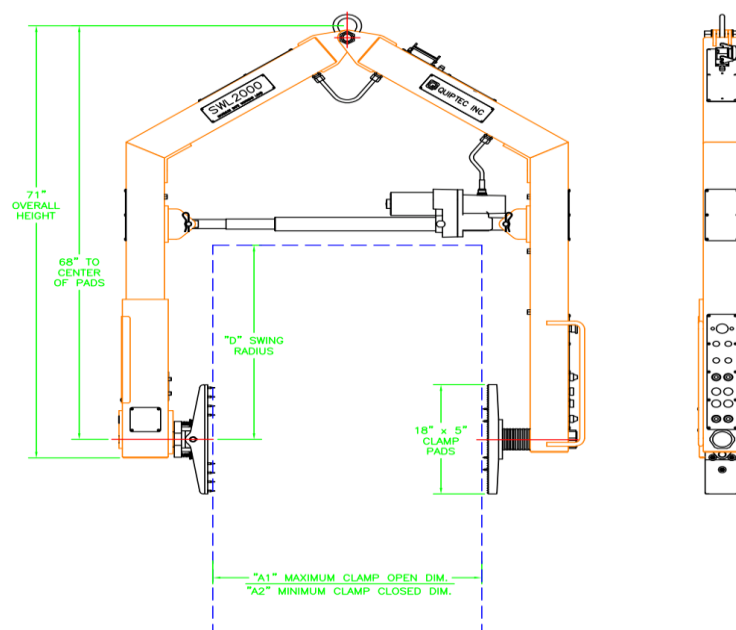
Tyto manipulátory, které mají rám s kyvnými rameny, jsou vybaveny pouze pohonem pro sevření formy. Rotace formy je realizována manuálně, stejně jako vyvážení manipulátoru při manipulaci s nevyváženými formami.



Obr. 3. 4 – Manipulátor s manuálním pohonem rotace QSE700 (6)

### 3.2.2. Standartní řada – rotace formy s pohonem

Tyto manipulátory jsou již vybaveny elektrickým pohonem rotace formy, který je umístěn uvnitř rámu. Vyvážení manipulátoru při manipulaci s nevyváženými formami, je realizováno ručně, pomocí vertikálních madel.



Obr. 3. 5 – Manipulátor s elektrickým pohonem rotace QSR2000-L (6)

### 3.2.3. Bateriově napájené

Tyto manipulátory mají jako zdroj energie pro pohony zabudovanou baterii a jsou dodávány se stojanem vybaveným nabíječkou těchto baterií.



Obr. 3. 6 – Manipulátor ve stojanu s nabíječkou baterií (6)

### 3.2.4. Manipulátory do prostředí s nebezpečím výbuchu

Tyto manipulátory jsou speciálně konstruovány tak, aby byly použitelné v prostředí třídy 1, divize 1, podle americké NFPA. Třída 1 označuje místa s možnou přítomností hořlavých výparů a plynů. Divize 1 jsou místa v nichž dochází při běžných provozních podmínkách k zápalným koncentracím hořlavých výparů a plynů nebo kde je nebezpečí způsobeno častou údržbou, opravou, nebo selháním zařízení.



*Obr. 3. 7 – Manipulátor do prostředí s hrozícím výbuchem (6)*

### 3.3. Firma Palmer manufacturing & supply, Inc.

Firma Palmer manufacturing & supply, Inc., se sídlem v Ohio, Spojených státech Amerických, začala v roce 1975 jako slévárna na lití železa a hliníku. Tato firma nabízí obrovský sortiment strojů a zařízení pro slévárenský průmysl.

#### 3.3.1. Hydraulický – rám s kyvnými rameny

Manipulátor s rámem s kyvnými rameny ve tvaru písmene A, pohon sevření i rotace čelistí pomocí hydromotorů.



*Obr. 3. 8 – Manipulátor PMH-1000 (7)*

#### 3.3.2. Hydraulický - rám s posuvnými rameny

Manipulátor s rámem ve tvaru nosníku, pohon sevření i rotace čelistí pomocí hydromotorů. Vyvažovací mechanismus nosníku je zde tvořen řetězovým převodem.



*Obr. 3. 9 – Manipulátor PMH-4000-PR (7)*

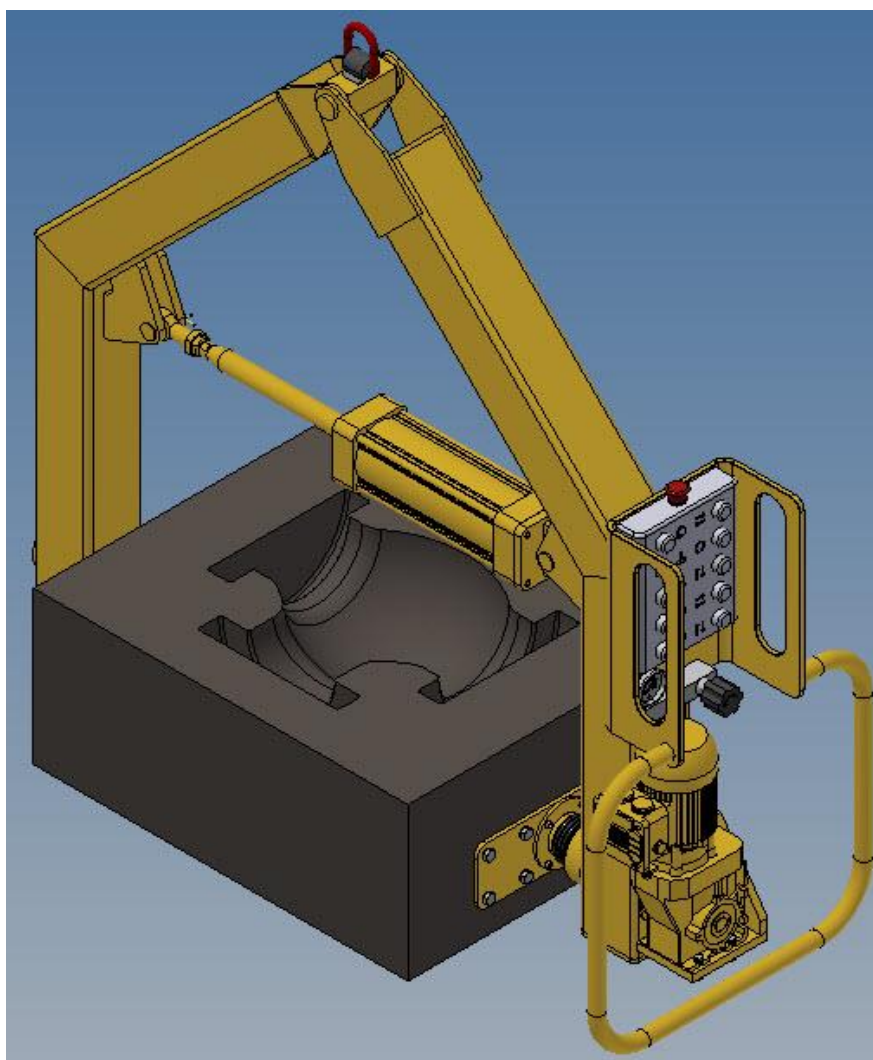
## 4. Zvolené konstrukční řešení

Po důkladném prostudování problematiky manipulátorů byl zvolen konstrukční návrh manipulátoru zavěšeného na otočném háku kladnice jeřábu. Toto řešení bylo vybráno z důvodu konstrukční jednoduchosti. Hlavní rám manipulátoru je typ s kyvnými rameny, ve tvaru písmene A, spojenými hlavním čepem, tedy pákový mechanismus. Použitím jednoho nosníku z plného materiálu bylo dosaženo vyvážení manipulátoru jak v maximálním rozevření, tak v maximálním sevření. Pohon sevření čelistí byl zvolen přímočarý pneumatický motor a pohon otáčení čelistí elektromotor s integrovanou převodovou skříní.

Zadané technické parametry:

Maximální rozměry formy:  $800 \times 600 \text{ mm}$

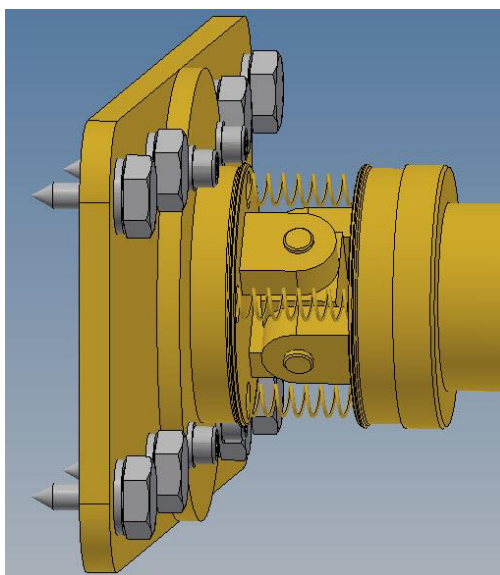
Maximální hmotnost formy:  $m_f = 250 \text{ kg}$



Obr. 4. 1 – 3d model zvoleného konstrukčního řešení

## Kloubový mechanismus čelistí

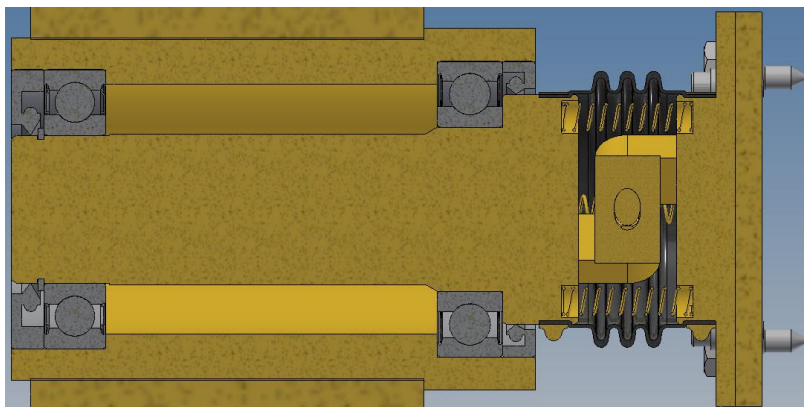
Pro umožnění manipulace různých velikostí forem a z toho plynoucí potřeby naklápění čelistí při přenosu krouticího momentu mezi převodovkou a čelistí byl navržen kloubový mechanismus, ten je navíc vybaven pružinami, které zajišťují vyrovnaní čelistí v nezatíženém stavu. Celý kloubový mechanismus je zakrytován gumovou manžetou, která zajistí udržení maziva v mechanismu a zabrání proniknutí nečistot do kloubového mechanismu. Manžeta je zajištěna pomocí kovových stahovacích pásek a tvarového spoje ve tvaru vrubu, který zamezí sklouznutí manžety.



Obr. 4. 2 – detail kloubového mechanismu čelistí

## Uložení čelisti v rámu

Hřídel čelisti je umístěna v ose masivního ložiskového domku, který je přivařen k rámu. Hřídel je uložena ve dvou ložiscích. První ložisko ve směru od formy zachytává jak radiální, tak axiální síly. Druhé ložisko zachytává pouze radiální síly. Obě ložiska jsou krytovaná, navíc je u každého umístěn hřídelový těsnící kroužek, pro zamezení průchodu nečistot k ložisku. Hřídel je zajištěna proti axiálnímu pohybu pomocí pojistného kroužku pro hřídel. Hnaná hřídel je delší a na jejím konci vstupuje do dutého výstupního hřídele převodovky. Přenos krouticího momentu je realizován pomocí těsného pera.

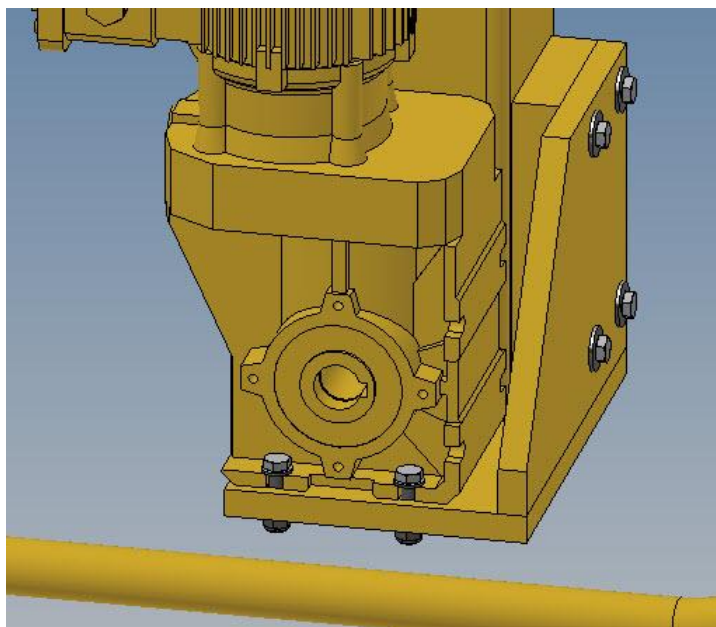


Obr. 4. 3 – detail uložení čelisti v rámu



## Uložení elektromotoru s převodovkou na rámu

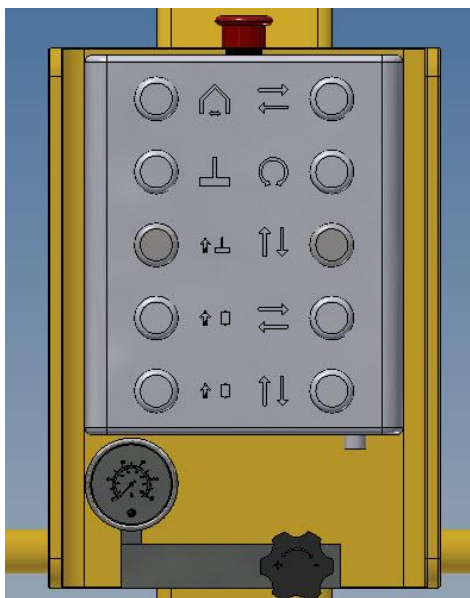
Elektromotor s převodovkou je uložen na rámu pomocí svarku ve tvaru L, s dírami pro přichycení na rám a dírami pro upevnění montážní plochy převodovky. Při montáži musí být dodržen montážní postup, který udává nejprve nasazení převodovky na hřídel čelisti, již usazené v ložiscích v rámu a nakonec zajištění převodovky pomocí svarku ve tvaru L a postupné dotažení šroubů, v daném pořadí.



Obr. 4. 4 – detail uložení elektromotoru

## Ovládací panel

Ovládací panel se skládá z tlačítkového ovladače, který je možno připojit kabelem k ovladači jeřábu, což značně zlepši bezpečnost a uživatelský komfort při práci. Tlačítkový ovladač je také vybaven bezpečnostním stop tlačítkem. Na ovládacím panelu je umístěn regulátor tlaku s manometrem, pro nastavení síly stisku čelistí.



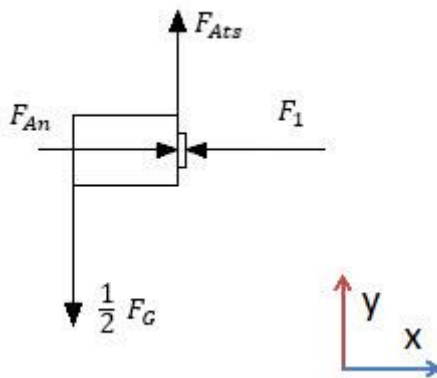
Obr. 4. 5 – detail ovládacího panelu



## 5. Konstrukční návrh manipulátoru a kontrolní výpočet

### 5.1. Minimální síla potřebná pro sevření formy:

Při zanedbání klopného momentu od kyvného uložení čelisti a zanedbání tvarového styku, tvořeného trny zabořenými do formy, bude forma na obou stranách držena v nulové rychlosti pouze silou  $F_{Ats}$ , která je rovna součinu normálové síly  $F_{An}$  a  $f_s$ , což je koeficient statického tření. Tvarový styk a klopný moment, vyvolaný hmotností formy, následně zajistí násobně vyšší koeficient bezpečnosti uchopení formy. Jelikož čelisti jsou dvě, výpočet je dále veden pouze pro jednu stranu a tedy pro polovinu maximální hmotnosti formy.



Obr. 5. 1 – silová rovnováha ve vazbě mezi pravou čelistí a formou

Ze statické rovnováhy v osách  $x$  a  $y$  plyne:

$$\sum F_x = 0 : F_{An} - F_1 = 0 \Rightarrow F_{An} = F_1 \quad (2)$$

$$\sum F_y = 0 : F_{Ats} - \frac{1}{2} F_G = 0 \Rightarrow F_{Ats} = \frac{1}{2} F_G \quad (2)$$

Hodnota přibližného tíhového zrychlení:

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (2)$$

Tíhová síla působící na formu o maximální požadované hmotnosti:

$$F_G = m_f \cdot g = 250 \cdot 9,81 = 2452,5 \text{ N}$$
$$F_G = 2452,5 \text{ N}$$
(2)

Koeficient statického tření ve vazbě mezi čelisti bez trnů a formou:

$$f_s = 0,57$$
(8)

Závislost třecí síly na normálové síle ve vazbě:

$$F_{Ats} = f_s \cdot F_{An}$$
(2)

Pro zachování nulové rychlosti pohybu formy proti čelisti musí být třecí síla  $F_{Ats}$  větší než polovina tíhové síly působící na formu  $F_G$  :

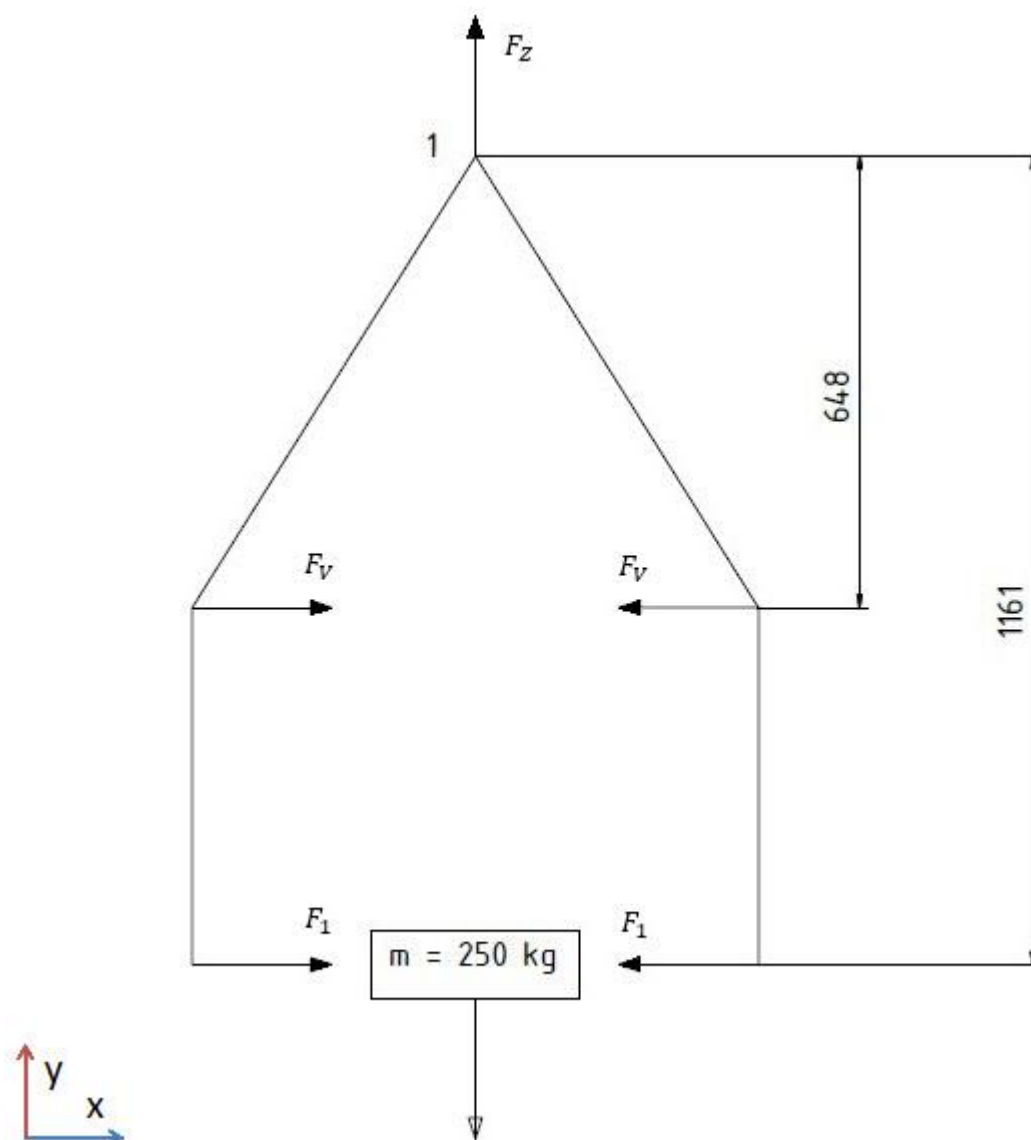
$$\frac{1}{2} F_G < F_{Ats}$$
(2)

Dosazením známých hodnot a využitím statické silové rovnováhy v osách x a y bylo docíleno výsledného vztahu pro výpočet síly minimálního stisku formy  $F_1$ :

$$F_1 > \frac{\frac{1}{2} F_G}{f_s} = \frac{\frac{1}{2} 2452,5}{0,57} = 2151,3 \text{ N}$$
$$F_1 > 2151,3 \text{ N}$$

## 5.2. Volba pohonu pákového mechanismu:

Výpočet minimální síly, kterou musí vyvinout přímočarý pneumatický motor, vychází ze statické rovnováhy sil v ose x, a momentové rovnováhy k bodu 1, který leží v ose hlavního čepu, spojujícího obě ramena hlavního rámu.



Obr. 5. 2 – silová rovnováha pákového mechanismu

Tíhová síla působící na manipulátor, jehož hmotnost bez formy je  $m_f = 190 \text{ kg}$ :

$$F_{Gm} = m_f \cdot g = 190 \cdot 9,81 = 1863,9 \text{ N}$$

$$F_{Gm} = 1863,9 \text{ N}$$

(2)

Ze statické rovnováhy v ose  $y$  plyne:

$$\sum F_y = 0: F_Z - F_G - F_{Gm} = 0 \Rightarrow F_Z = F_G + F_{Gm} = 2452,5 + 1863,9 = 4316,4 \text{ N}$$
$$F_Z = 4316,4 \text{ N}$$

Z momentové rovnováhy k bodu  $I$  plyne:

$$\sum M_1 = 0: F_V \cdot 648 - F_1 \cdot 1161 = 0 \Rightarrow$$
$$F_{V \min} = \frac{F_1 \cdot 1161}{648} = \frac{2151,3 \cdot 1161}{648} = 3854,4 \text{ N}$$
$$F_{V \min} = 3854,4 \text{ N}$$

Na základě této hodnoty byl zvolen přímočarý pneumatický motor od výrobce Parker, s označením **P1D-S100MS-0250**, který vyvine při tlaku 6 barů maximální zasouvací sílu 4135 N.

$$F_V = 4135 \text{ N}$$

Do momentové rovnováhy k bodu  $I$  potom dosadíme sílu, kterou vyvine zvolený pneumatický motor a vypočítáme skutečnou maximální sílu sevření čelistí:

$$F_1 = \frac{F_V \cdot 648}{1161} = \frac{4135 \cdot 648}{1161} = 2307,9 \text{ N}$$
$$F_1 = 2307,9 \text{ N}$$

Tato síla může být zmenšena nastavením nižšího tlaku stlačeného vzduchu.

### 5.3. Volba elektromotoru s integrovanou převodovou skříní pro otáčení pravé čelisti:

Zvolená rychlost otáčení formy  $n$  by se měla pohybovat v rozmezí 0,2 až 0,4 otáček za sekundu.

Tolerance upnutí těžiště formy mimo osu rotace čelistí je  $\pm 20 \text{ mm}$ .

Dle zvoleného rozmezí otáček a s ohledem na momenty setrvačnosti rotujících dílů byl zvolen elektromotor od firmy WEG, s integrovanou převodovou skříní s označením:

**WEG KH022-11N-63-06F-TH-TF**, jehož parametry, které jsou potřeba pro návrh, jsou:

Výstupní otáčky:  $n = 13 \text{ otáček za minutu} = 0,22 \text{ otáček za sekundu}$

Výstupní krouticí moment:  $M_{k \text{ motoru}} = 89 \text{ N.m}$

Moment setrvačnosti:  $I_{\text{motoru}} = 0,51 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2$

(10)

Pomocí programu Autodesk Inventor 2018 byl zjištěn moment setrvačnosti všech rotujících dílů za převodovkou, včetně formy sevřené v čelistích 20 mm mimo osu rotace:

$$I_R = 11,58 \text{ kg.m}^2$$

Na základě zjištěných hodnot byl vypočítán redukovaný moment setrvačnosti všech rotujících částí:

$$I_{RED} = I_R + I_{motoru} = 11,58 + 0,51 \cdot 10^{-3} = 12,09 \text{ kg.m}^2$$

$$I_{RED} = 12,09 \text{ kg.m}^2$$

Kontrola kroutícího momentu potřebného pro roztočení všech rotujících částí:

Maximální čas potřebný pro rozběh na požadované otáčky byl zvolen:

$$\Delta t = 1 \text{ s}$$

Úhlová rychlost výstupního hřídele převodovky:

$$\Delta \omega = 1,38 \text{ rad}$$

Dynamický kroutící moment potřebný pro rozběh:

$$M_{k \text{ DYN}} = I_{RED} \cdot \varepsilon = I_{RED} \cdot \frac{\Delta \omega}{\Delta t} = 12,09 \cdot \frac{1,38}{1} = 16,68 \text{ N.m}$$

Statický kroutící moment vyvolaný upnutím formy 20 mm mimo těžiště:

$$M_{k \text{ STAT}} = m \cdot g \cdot e = 250 \cdot 9,81 \cdot 0,02 = 49,05 \text{ N.m}$$

Celkový kroutící moment, potřebný k rozběhu čelistí s formou upnutou 20 mm mimo těžiště:

$$M_k = M_{k \text{ STAT}} + M_{k \text{ DYN}} = 49,05 + 16,68 = 65,73 \text{ N.m}$$

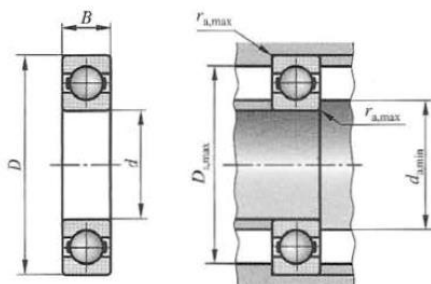
$$M_k < M_{k \text{ MOTORU}}$$

Zvolený motor vyhovuje.

## 5.4. Kontrola trvanlivosti ložisek:

Kontrolní výpočet trvanlivosti ložisek ve kterých je uložena hřídel čelisti zachycující radiální síly od hmotnosti formy a čelisti a axiální síly vyvolané sevřením formy.

Hlavní rozměry, přípojovací rozměry a základní dynamické a statické únosnosti vybraných jednořadých radiálních kuličkových ložisek rozměrové skupiny 02. (1)



hlavní rozměry			přípojovací rozměry			únosnosti		výpočtový označení	
průměr vnější díry	šířka		poloměr zaoblení	průměr osazení hřídele	průměr osazení tělesa	základní dynamická únosnost	základní statická únosnost	součinitel	ložiska
$d$ (mm)	$D$ (mm)	$B$ (mm)	$r_{a,max}$ (mm)	$d_{a,min}$ (mm)	$D_{a,max}$ (mm)	$C$ (kN)	$C_0$ (kN)	$f_0$ (1)	
10	30	9	0,6	14,2	25,8	5,4	2,36	13	6200
12	32	10	0,6	16,2	27,8	7,28	3,1	12	6201
15	35	11	0,6	19,2	30,8	8,06	3,75	13	6202
17	40	12	0,6	21,2	35,8	9,95	4,75	13	6203
20	47	14	1	25,6	41,4	13,5	6,55	13	6204
25	52	15	1	30,6	46,4	14,8	7,8	14	6205
30	62	16	1	35,6	56,4	20,3	11,2	14	6206
35	72	17	1	42	65	27	15,3	14	6207
40	80	18	1	47	73	32,5	19	14	6208
45	85	19	1	52	78	35,1	21,6	14	6209
50	90	20	1	57	83	37,1	23,2	14	6210
55	100	21	1,5	64	91	46,2	29	14	6211
60	110	22	1,5	69	101	55,3	36	14	6212
65	120	23	1,5	74	111	58,5	40,5	15	6213
70	125	24	1,5	79	116	63,7	45	15	6214
75	130	25	1,5	84	121	68,9	49	15	6215
80	140	26	2	91	129	72,8	55	15	6216
85	150	28	2	96	139	87,1	64	15	6217
90	160	30	2	101	149	101	73,5	15	6218
95	170	32	2	107	158	114	81,5	14	6219

Tab. 5. 1 – tabulka hlavních rozměrů a parametrů ložisek (1)

Radiální kuličkové ložisko 6210 je zatíženo axiální silou  $F_l = F_a = 2,3 \text{ kN}$  a radiální silou od hmotnosti formy a čelistí  $F_r = 2,6 \text{ kN}$ . Podle tabulky *Tab 5. 1 – tabulka hlavních rozměrů a parametrů ložisek (1)* má ložisko základní statickou únosnost  $C_0 = 23,2 \text{ kN}$ , základní dynamickou únosnost  $C = 37,1 \text{ kN}$  a výpočtový součinitel  $f_0 = 14$ .

Pro výpočet minimálních provozních hodin ložiska bylo zvoleno konstantní otáčení formy.

Určujeme požadovanou trvanlivost ložiska  $L_{10}$  při frekvenci otáčení  $n_0 = n = 13 \text{ min}^{-1}$ .

$f_0 F_a / C_{0r}$	e	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
		X	Y	X	Y
0,172	0,19	1,00	0	0,56	2,30
0,345	0,22	1,00	0	0,56	1,99
0,689	0,26	1,00	0	0,56	1,71
1,03	0,28	1,00	0	0,56	1,55
1,38	0,30	1,00	0	0,56	1,45
2,07	0,34	1,00	0	0,56	1,31
3,45	0,38	1,00	0	0,56	1,15
5,17	0,42	1,00	0	0,56	1,04
6,89	0,44	1,00	0	0,56	1,00

<sup>a</sup> Hodnoty  $f_0$  jsou uvedeny v ISO 76:2006 nebo v katalogu výrobců ložisek.

*Tab 5. 2 – tabulka součinitelů ložisek (1)*

Pro

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = \frac{14 \cdot 2,3}{23,2} = 1,39$$

získáme z tabulky *Tab. 5. 2 – tabulka součinitelů ložisek (1)* parametr  $e$ :

Hodnoty součinitelů X a Y pro jednořadá radiální kuličková ložiska. Mezilehlé hodnoty lze určit lineární interpolací. (1)

$$F_a / F_r = 2,3 / 2,6 = 0,88 > 0,283.$$

Potom z tabulky *Tab. 5. 2 – tabulka součinitelů ložisek (1)* je  $X = 0,56$  a  $Y = 1,45$ .

Dynamické ekvivalentní zatížení se stanoví z rovnice (1)

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 2,6 + 1,45 \cdot 2,3 = 5,2 \text{ kN}$$

Požadovaná trvanlivost ložiska se určí z rovnice (1)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a \frac{10^6}{60n_D} = \left(\frac{37,1}{P}\right)^a \frac{10^6}{60 \cdot 13} = 465\,604\,h$$

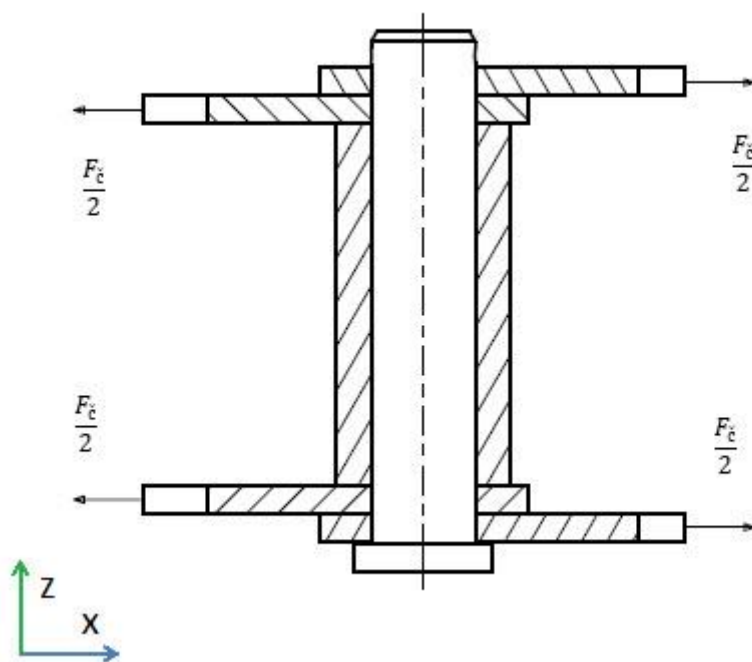
## 5.5. Pevnostní kontrola navržených součástí

### Hlavní čep

Slouží k zvedání manipulátoru, zachycuje tedy veškeré tíhové síly a spojuje obě ramena manipulátoru, tím zajišťuje přenos sil v pákovém mechanismu mezi pneumatickým motorem a čelistmi.

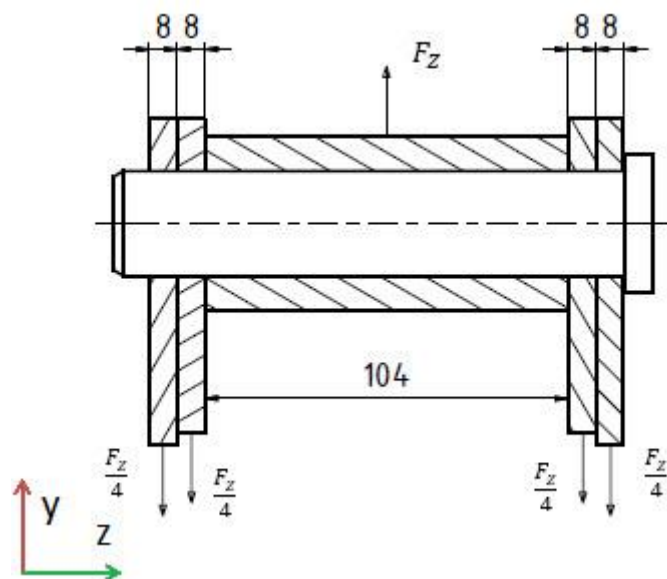
Ze statické rovnováhy v ose  $x$  dle Obr. 5. 2 – silová rovnováha pákového mechanismu plyne:

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0: F_{\check{c}} - F_V - F_1 &= 0 \Rightarrow F_{\check{c}} = F_V + F_1 = 4135 + 2307,9 = 6442,9\,N \\ F_{\check{c}} &= 6442,9\,N \end{aligned} \quad (2)$$



Obr. 5. 3 – zatížení hlavního čepu v ose  $x$

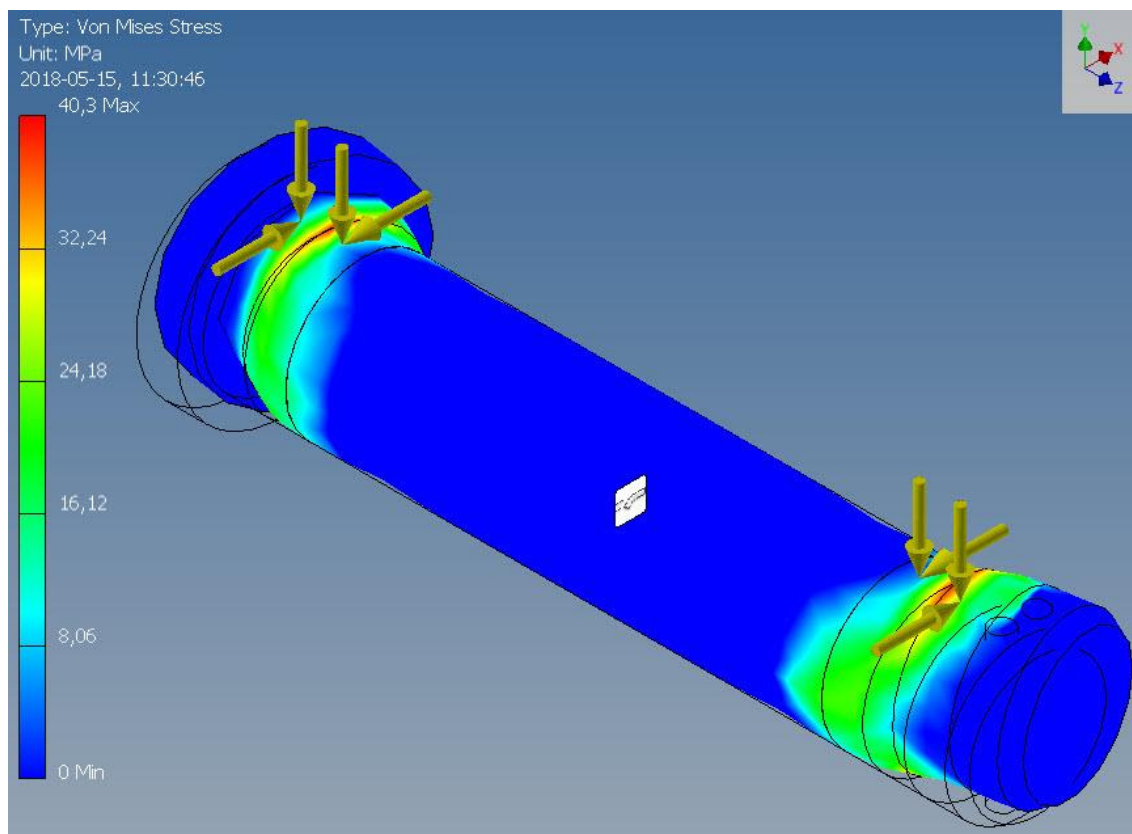




Obr. 5. 4 – zatížení hlavního čepu v ose y

### Statická kontrola

Pro výpočet maximálního napětí v Hlavním čepu byla použita aplikace simulace statického zatížení v programu Autodesk Inventor 2018. Pomocí simulace výpočtu bylo zjištěno maximální napětí  $\sigma_{max} = 40,3 \text{ MPa}$ .



Obr. 5. 5 – výsledek simulace zatížení hlavního čepu (12)

Dle karty vlastností materiálu C60E, z kterého bude hlavní čep vyroben, je pro průměry od 16 do 100 mm mez kluzu materiálu ve stavu normalizačně žíhaném

$$R_{E\ min} = 340\ MPa \quad (11)$$

Koeficient bezpečnosti hlavního čepu:

$$k = \frac{R_{E\ min}}{\sigma_{max}} = \frac{340}{40,3} = 8,4 \quad (1)$$

$$k = 8,4$$

### Kontrola pro míjivé zatížení

Dle tabulky mechanických hodnot základních konstrukčních materiálů (3) je pro tento materiál, při míjivém zatížení a pro koeficient bezpečnosti 1,5 až 2 dovolené napětí v ohybu 120 až 140 MPa. Porovnáním s maximálním dosaženým napětím dle simulace hlavního čepu bylo zjištěno že hodnota maximálního napětí je přibližně 3x nižší. Výsledná bezpečnost pro míjivé zatížení je tedy 4,5.

Pevnostní kontrolu je potřeba provést pro všechny navržené součásti a popřípadě provést korekci tvarů, nebo jakosti materiálů tak, aby byla zachována požadovaná bezpečnost a životnost manipulátoru. Z důvodu obsahové a časové náročnosti je v této práci provedena pouze kontrola hlavního čepu.

## 6. Technicko-ekonomické zhodnocení

U standartních nakupovaných součástí byly použity ceny dostupné na internetu, nebo poskytnuté dodavateli. Náklady na vyráběné díly byly spočítány dle vnitropodnikové metodiky firmy Keestrack-CZ, pro výpočet cen součástí vyráběných ve firmě nebo subdodavateli.

Celkové náklady na díly jsou dle přílohy: Tabulka cen jednotlivých dílů 36 273,73 Kč.

Nejdražší nakupovanou položkou manipulátoru je elektromotor s převodovkou od firmy WEG s cenou 6 993 Kč. Cena je uvedena při nákupu jednoho kusu, pro výrobu série s větším počtem kusů manipulátoru by byla cena o pár procent nižší. Celková cena bude navýšena o kabeláž a díly potřebné pro rozvod stlačeného vzduchu.

Výsledná cena odpovídá konstrukčnímu provedení a po započtení zisku pro prodávající firmu by měl manipulátor najít své místo na trhu.

## 7. Závěr

V úvodu této práce je nastíněna problematika manipulace se samonosnými formami ve slévárenství. Dále jsou rozebrány jednotlivé typy konstrukcí manipulátorů, představení hlavní výrobci včetně sortimentu manipulátorů, které nabízí.

Hlavní částí této práce je konstrukční návrh manipulátoru dle zadaných parametrů, pevnostní kontrola hlavních částí, vytvoření 3d modelu a výkresová dokumentace vybraných částí.

Poslední část se zaměřuje na odhad celkové ceny navrženého manipulátoru.

## Seznam použitých označení a symbolů:

symbol	jednotka	název
$C$	kN	základní dynamická únosnost ložiska
$C_0$	kN	základní statická únosnost ložiska
$f_s$	-	Koeficient statického tření oceli na betonu nebo maltě
$f_0$	-	Výpočtový součinitel pro radiální kuličkové ložisko
$F_1$	N	Síla kterou působí čelist na formu
$F_a$	kN	Axiální síla působící na ložisko
$F_{Ats}$	N	Statická třecí síla mezi čelistí a formou
$F_{An}$	N	Normálová síla vzniklá přitlakem čelisti na formu
$F_{\check{c}}$	N	Síla působící na hlavní čep v ose x
$F_g$	N	Tíhová síla působící na formu o maximální hmotnosti
$F_r$	kN	Radiální síla působící na ložisko
$F_V$	N	Síla kterou musí vyvinout přímočarý pneumatický motor
$F_Z$	N	Síla potřebná k udržení plně zatíženého manipulátoru
$g$	$m.s^{-2}$	Tíhové zrychlení
$k$	-	Koeficient bezpečnosti
$I_{motoru}$	$kg.m^{-2}$	Moment setrvačnosti elektromotoru s převodovou skříní
$I_R$	$kg.m^{-2}$	Moment setrvačnosti všech rotujících dílů za převodovkou
$I_{RED}$	$kg.m^{-2}$	Redukovaný moment setrvačnosti všech rotujících částí
$I$	$kg.m^{-2}$	Moment setrvačnosti všech rotujících dílů
$k$	-	Koeficient bezpečnosti
$L_{10}$	hod	Trvanlivost ložiska při konstantních otáčkách
$m_f$	kg	Maximální hmotnost formy
$M_k$	N.m	Celkový kroutící moment
$M_{k DYN}$	N.m	Dynamický kroutící moment potřebný pro rozběh
$M_{k motoru}$	N.m	Výstupní kroutící moment převodovky elektromotoru
$M_{k STAT}$	N.m	Statický kroutící moment
$n$	$1.s^{-1}$	Otáčky formy
$n_D$	$1.min^{-1}$	Otáčky ložiska
$\Delta\omega$	rad	Úhlová rychlost výstupního hřídele převodovky
$P$	kN	Dynamické ekvivalentní zatížení
$R_E$	MPa	Mez kluzu
$\sigma$	MPa	Napětí v materiálu
$\Delta t$	s	Maximální čas potřebný k rozběhu rotace formy

## Seznam použitých zdrojů:

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0
- [2] HALLIDAY, David, Robert RESNICK a Jearl WALKER. Fyzika: vysokoškolská učebnice obecné fyziky. Brno: VUTUM, 2000. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 80-214-1868-0.
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [4] SKF. [Online] SKF Group, 2018. [Citace: 23. Duben 2018.] <http://www.skf.com/cz/>.
- [5] Tinker Omega Manufacturing LLC  
[Online] Tinker Omega Manufacturing LLC, 2018. [Citace: 27. Duben 2018.] <http://tinkeromega.com/>.
- [6] Quiptec Inc. [Online] Quiptec Inc. , 2014. [Citace: 28. Duben 2018.] <http://www.quiptec.com/>.
- [7] Palmer manufacturing & supply, Inc.  
[Online] Palmer manufacturing & supply, Inc., 2018. [Citace: 28. Duben 2018.] <http://www.palmermfg.com/>.
- [8] Journal of Structural Engineering / 111/3 – březen 1985, Třetí koeficient oceli na betonu nebo maltě. B. G. Rabbat, M. ASCE, a H. G. Russell, ISSN 0733-9445.  
[Online] 1. Března, 1985, [Citace: 29. Duben 2018.]
- [9] PARKER HANNIFIN. [Online] © PARKER HANNIFIN CORP 2018.  
[Citace: 9. Květen 2018.] <http://www.parker.com/>.
- [10] WEG INTERNATIONAL TRADE GMBH. [Online] © 2018 WEG.  
[Citace: 9. Květen 2018.] <https://www.weg.net/>
- [11] BOHDAN BOLZANO S.R.O. [Online] © 2018 BOHDAN BOLZANO S.R.O.  
[Citace: 15. Květen 2018.] <https://www.bolzano.cz/>
- [12] Autodesk Inventor Professional 2018 [CAD program] © 2018 Autodesk Inc.  
[Citace: 15. Květen 2018.] <https://www.autodesk.com/>

## **Seznam obrázků:**

- Obr. 2. 1 – Samonosná forma (7)
- Obr. 3. 1 – Manipulátor E-900 (5)
- Obr. 3. 2 – Manipulátor řady H (5)
- Obr. 3. 3 – Manipulátor řady B (5)
- Obr. 3. 4 – Manipulátor s manuálním pohonem rotace QSE700 (6)
- Obr. 3. 5 – Manipulátor s elektrickým pohonem rotace QSR2000-L (6)
- Obr. 3. 6 – Manipulátor ve stojanu s nabíječkou baterií (6)
- Obr. 3. 7 – Manipulátor do prostředí s hrozícím výbuchem (6)
- Obr. 3. 8 – Manipulátor PMH-1000 (7)
- Obr. 3. 9 – Manipulátor PMH-4000-PR (7)
- Obr. 4. 1 – 3d model zvoleného konstrukčního řešení
- Obr. 4. 2 – detail kloubového mechanismu čelisti
- Obr. 4. 3 – detail uložení čelisti v rámu
- Obr. 4. 4 – detail uložení elektromotoru
- Obr. 4. 5 – detail ovládacího panelu
- Obr. 5. 1 – silová rovnováha ve vazbě mezi pravou čelistí a formou
- Obr. 5. 2 – silová rovnováha pákového mechanismu
- Obr. 5. 3 – zatížení hlavního čepu v ose x
- Obr. 5. 4 – zatížení hlavního čepu v ose y
- Obr. 5. 5 – výsledek simulace zatížení hlavního čepu (12)

## **Seznam tabulek:**

- Tab. 3. 1 – Specifikace manipulátorů Tinker Omega (5)
- Tab. 5. 1 – tabulka hlavních rozměrů a parametrů ložisek (1)
- Tab. 5. 2 – tabulka součinitelů ložisek (1)

## **Seznam příloh:**

- 01MAN-00 – Výkres sestavy manipulátoru ve formátu A2
- 01MAN-01-00 – Výkres svarku ramene s madlem ve formátu A2
- 01MAN-03-00 – Výkres sestavy hnané čelisti ve formátu A2
- 01MAN-05-02 – Výkres hlavního čepu ve formátu A3
- Tabulka cen jednotlivých dílů ve formátu A4
- CD s 3d CAD modelem zvolené konstrukce manipulátoru výkresy vybraných uzlů